OPTIMIZACIÓN DEL APILADO POR SEGMENTOS DEL ANILLO ROTÓRICO O LLANTA DE GENERADORES HIDROELÉCTRICOS

G.D. LOPEZ*
IMPSA
Argentina

C.J. LEIVA
IMPSA
Argentina

G.R. MAS
IMPSA
Argentina

***Resumen** – En el presente trabajo se describen las múltiples funciones del anillo rotórico o llanta de un generador hidroeléctrico analizando sintéticamente dos criterios básicos de dimensionamiento del apilado con segmentos de chapa. Estos se diferencian por los esfuerzos sobre los pernos de apriete que determinan.*
Se exponen las ventajas y desventajas de los criterios, basándose en que la inercia necesaria de la unidad sea cumplida en ambos casos.
El conocimiento de estos criterios y características de los materiales permiten diseñar un apilado adecuado, controlando los esfuerzos de los pernos, con mínimos riesgos de inclinar tangencialmente los mismos.
La falta de control del esfuerzo en los pernos es también analizada dado que la misma conduce a la puesta en hélice de los segmentos de llanta.
Esta situación puede dificultar o hasta impedir el desmontaje/montaje de polos durante las tareas de mantenimiento, luego que la unidad haya estado funcionando tanto en condiciones de velocidad nominal o accidental.
Finalmente, con el objeto de evaluar el impacto técnico-económico del diseño, se compara el mismo caso con los dos criterios de dimensionamiento.

Palabras clave: Generador hidroeléctrico, anillo rotor, llanta, apilado, diseño, inercia.

1 INTRODUCCIÓN

La llanta del rotor de un generador hidroeléctrico de grandes dimensiones, generalmente, está constituida por un apilado de segmentos de chapa de acero laminado de alta resistencia. Debe comportarse como un conjunto monolítico debido al apriete axial dado por pernos de acero de alta resistencia.
El diseño del anillo rotórico de un Hidrogenerador consiste en optimizar la ecuación técnico-económica para cumplir con las siguientes funciones:

- Contribuir a la inercia de rotación (Gd^2) de la línea de ejes turbina-generador.
- Resistir las fuerzas centrífugas propias y de los polos, en todo el rango de velocidades de operación normales y accidentales.
- Presentar canales de área suficiente para ventilación radial. Los mismos deben ser distribuidos regularmente entre cada polo con una adecuada resistencia al pasaje del flujo del aire.
- Mantener la forma circular, partiendo de velocidad “0” y pasando por todo el rango de velocidades de operación, desde nominal al embalamiento.
- Resistir las cuplas nominal y accidentales por cortocircuito.

* Carril Rodriguez Peña 2451, M5503AHY, Godoy Cruz - Mendoza - Argentina – guillermo.lopez@impsa.com

- Asegurar el cierre del flujo magnético de un polo a otro.

Debido a la cantidad y variedad de funciones en las que debe contribuir este componente, existen parámetros de diseño que favorecen a alguna función en detrimento de otra. Por ejemplo, sería conveniente maximizar el tamaño de los canales de ventilación entre los polos para minimizar la resistencia al pasaje de flujo de aire favoreciendo la ventilación, pero se estaría disminuyendo la sección resistente del anillo a la fuerza centrífuga, por el aumento del número de pernos de apriete a instalar para tener la misma capacidad de fricción.

Para ello se proponen dos criterios básicos de dimensionamiento:

1. Por fricción entre los segmentos, dada por el apriete axial de los pernos.
2. Por fricción entre segmentos y flexión/corte de los pernos de apriete.

Cabe aclarar que con el criterio 2 se debe también limitar la posibilidad de puesta en hélice o distorsión tangencial (en el idioma inglés conocida como “kinking” o “twisting”) de los segmentos de apilado de la llanta con un diseño adecuado del mismo.

2 PARÁMETROS DE DISEÑO

2.1 Parámetros del segmento de anillo rotórico

En la Fig. 1 se indican los parámetros principales para el diseño del segmento de la llanta, cuyas descripciones se presentan en las Tablas III, IV y V.

La Tabla I indica los datos técnicos de los materiales del segmento y pernos de apriete.

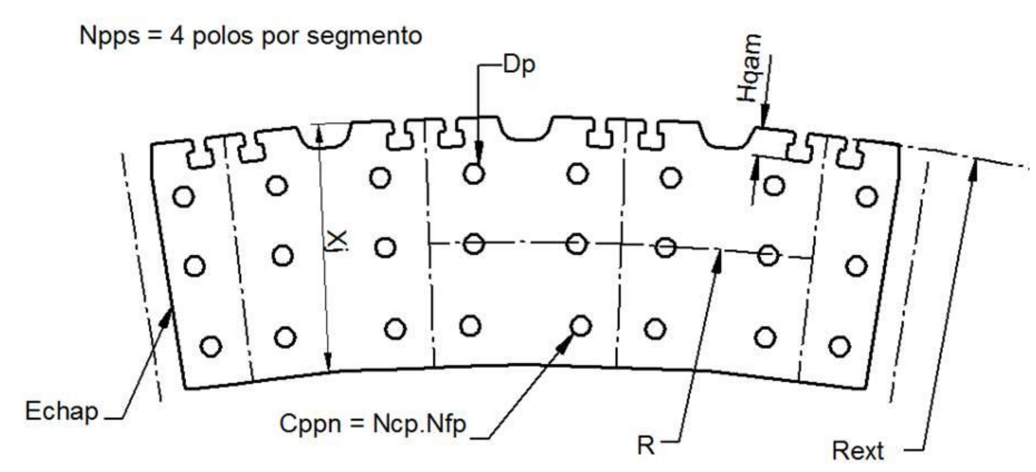


Fig. 1. Parámetros de diseño de segmento de llanta

TABLA I. MATERIALES DEL SEGMENTO DE LLANTA Y PERNOS DE APRIETE

Componente	Material	Resistencia a tracción [N/mm^2]	Tensión 0.2% de ε [N/mm^2]	Alargamiento [%]
Segmento	600 - 300 - TF 178 EN 10265	700 $_{mín}$	600 $_{mín}$	12
Perno	10.9 / 30CrNiMo8 V EN 20898 / EN 10083	1100 / 1300	900	10

2.2 Parámetros de apilado y concepto de Chevrón

En la Fig. 2 se muestra el esquema del desarrollo de un apilado básico para un anillo rotórico de un generador con 24 polos. En ella, los números superiores indican la ubicación de cada polo, los ejes, en distintos trazos, el conjunto de pernos de apriete que se encuentran frente a los polos 5 a 12 y los números del margen izquierdo indican el número de capas elementales existentes en el apilado.

La capa elemental es la formada por los segmentos contiguos en una vuelta completa de la llanta y la capa compuesta está integrada por una o varias capas elementales seguidas (1, 2 , 3, etc.).

Cada segmento de chapa está indicado con un color y el gradiente del color, en degrade, de los mismos la forma de realizar el apilado con el concepto de Chevrón, indicado con líneas rojas en la Fig. 3.

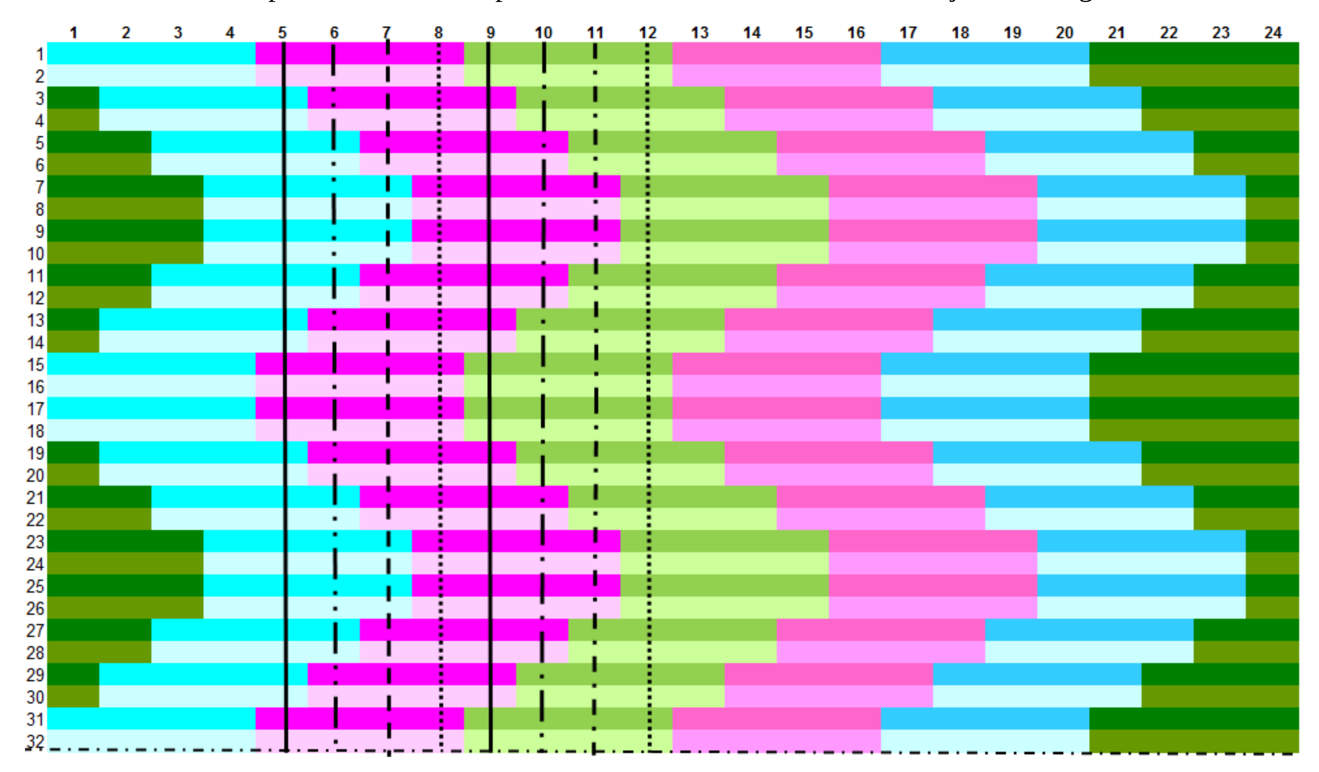


Fig. 2. Desarrollo del apilado de la llanta para un generador de 24 polos

El chevrón es un patrón en forma de compás y para esta aplicación es la unidad básica del esquema de apilado. Consiste en escalonar las capas compuestas de segmentos de chapa con el objeto de anular el momento flector provocado por las fuerzas “F” en los pernos de apriete al final del ciclo del chevrón, al producirse el deslizamiento entre segmentos. En la Fig. 3 puede observarse como ejemplo las cargas en el chevrón correspondiente al grupo de pernos número 8, pudiéndose aplicar a cualquier otro grupo de pernos.
En la misma figura se muestra un anillo rotórico desarrollado y se indican la disposición y parámetros que definen un apilado contemplando el chevrón.
El parámetro Ch = 6 indica el número de canales de ventilación en una capa elemental completa de segmentos y el factor Kchj la relación entre chapas resistentes y las totales en la zona de los canales de ventilación en un semiciclo de chevrón.
El resto de los parámetros que caracterizan el apilado se describen en las Tablas III, IV y V.

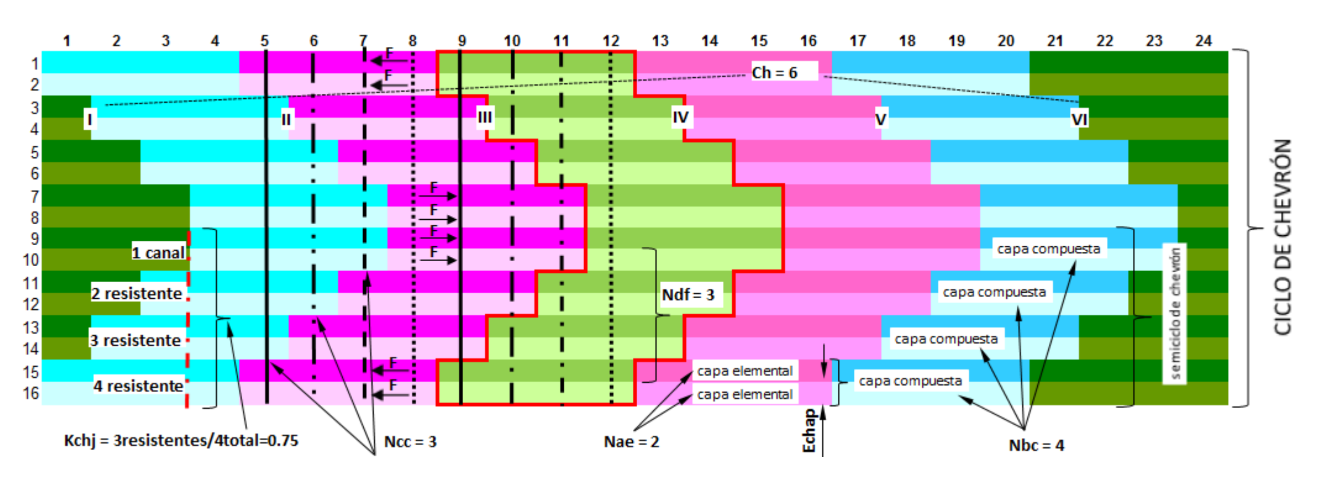


Fig. 3. Parámetros del apilado y forma del chevrón

3 CARGAS EN EL ANILLO ROTÓRICO Y PERNOS DE APRIETE

3.1 Cargas en las chapa del anillo rotórico

Para simplificar el estudio se considera al anillo rotórico como un anillo de pared delgada. Las fuerzas centrífugas generadas por la rotación del rotor pueden considerarse como una presión interna.

Analizando el componente con la mencionada hipótesis se llega a la siguiente relación entre la fuerza centrífuga total y la fuerza tangencial (tracción en la sección transversal de la llanta) [1]:

$$Ft = \frac{Fr}{2\pi}$$

3.2 Hipótesis simplificativa

En este estudio se considera que la flexión en un plano radial respecto del eje del generador es despreciable debido a la gran rigidez radial de la llanta, a pesar que la fuerza centrífuga es mayor en la zona donde se encuentra montado el polo respecto a la zona del resalto (Cota Dlp). La longitud del resalto es del orden del 3% de la altura del polo en llantas de altura Lj mayores a 1700 mm. Ver Fig. 4.

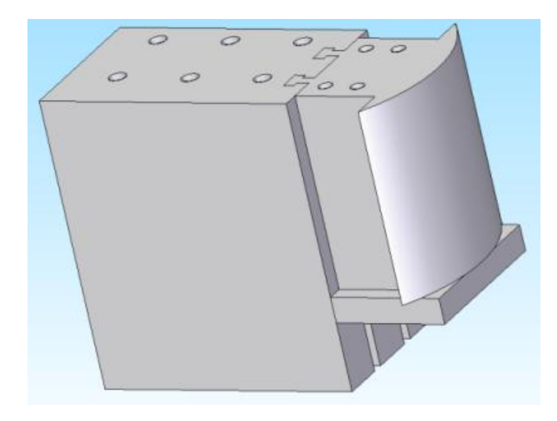


Fig. 4–(a). Sector de llanta con polo

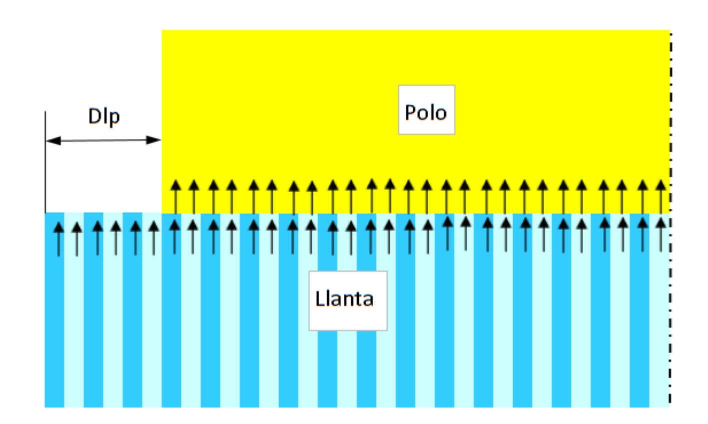


Fig. 4–(b). Carga radial por fuerza centrífuga

3.3 Criterios básicos de cálculo

Teniendo en cuenta el punto 3.2, se considera que las cargas a las cuales están sometidos los pernos son la axial debido al apriete, para mantener la llanta como un conjunto monolítico, y la tangencial debido a la fuerza centrífuga que puede producir corte y flexión tangencial en los pernos.

Se definen los criterios 1 y 2 básicos de dimensionamiento del apilado según el perno sea o no sometido a flexión y corte respectivamente. En la Tabla II se sintetizan ambos criterios con los esfuerzos mencionados. El símbolo “>” indica que las cargas son mayores en el Criterio 1 respecto al Criterio 2.

TABLA II. APILADO DE LLANTA. CARGAS SEGÚN CRITERIOS DE DISEÑO

Elemento	**Cargas**	**Ft (tangencial)**		**Fap (axial)**	
		Criterio 1	**Criterio 2**	**Criterio 1**	**Criterio 2**
Chapa	Tracción	Sí >	Sí	------	------
	Aplastamiento	No	Sí	Sí >	Sí
Perno	Tracción	No	No	Sí >	Sí
	Flexión (Ft-Froz)	No < 0	Sí > 0	------	------
	Corte (Fc-Froz)	No < 0	Sí > 0	------	------
	Aplastamiento	------	Sí	------	------

4 COMPARACIÓN DE CRITERIOS DE DISEÑO PARA UNA MISMA APLICACIÓN

El objetivo del cálculo es optimizar el diseño de la llanta respetando la inercia mínima (Gd^2_{min}) solicitada en las especificaciones técnicas. En la Tabla III se presentan los datos obtenidos del cálculo electromagnético previo [2] y en la Tabla IV los datos del apilado propuesto para realizar la verificación con los dos criterios básicos descriptos.

4.1 Datos

TABLA III. DATOS DE ENTRADA

Datos	Criterio 1	Criterio 2	Unidad	Descripción
Gd^2_{min}	280000		Tm^2	Inercia mínima necesaria
Mp	3150		kg	Masa del polo
Rp	8820		mm	Radio medio del polo
Npol	80		-----	Número de polos
Vn	90		rpm	Velocidad nominal
Vneb	162		rpm	Velocidad de embalamiento
Lj	2700		mm	Altura de la llanta
Rext	8670		mm	Radio exterior de la llanta del rotor

TABLA IV. DATOS DEL APILADO PROPUESTO

Datos	Criterio 1	Criterio 2	Unidad	Descripción
Hqam	60		mm	Altura de llave "T" de polo
Xj	780	680	mm	Ancho de la llanta
Echap	3		mm	Espesor del segmento de llanta
Much	0.15		-----	Coeficiente de rozamiento entre chapas
Kchj	0.75		-----	Coeficiente de solapado
Ncc	3		-----	Número de zonas de corte en un semiciclo
Nae	2		-----	Número de capas elementales por capa compuesta
Ndf	3		-----	Número de capas compuestas a la flexión en un semiciclo
Nbc	4		-----	Número de capas compuestas en un semiciclo
Npps	4		-----	Número de polos por segmento
Ncp	3	2	-----	Cantidad de columnas de pernos frente a cada polo
Nfp	5	3	-----	Cantidad de filas de pernos frente a cada polo
Dp	42		mm	Diámetro del perno
Met	39		mm	Rosca métrica del perno
Fap	65	45	10^4 N	Fuerza de apriete de la llanta

4.2 Resultados

En la Tabla V se muestran los resultados intermedios y en la Tabla VI los resultados para compararlos, cuyos cálculos están desarrollados en el Apéndice 1 del presente artículo.

TABLA V. RESULTADOS INTERMEDIOS

Resultados	Criterio 1 Vn	Criterio 1 Vneb	Criterio 2 Vn	Criterio 2 Vneb	Unidad	Descripción
R	8280		8330		mm	Radio medio de la llanta
Fc	83000	268920	75558	244809	10^4 N	Fuerza centrífuga de la llanta y polos
Fuxj	0.65		0.73		-----	Factor de ancho útil de la llanta
Froz	49359		13668		10^4 N	Capacidad de fricción entre segmentos
Dfza	< 0		< 0	25294	10^4 N	Fuerza remanente
F	< 0		< 0	37	10^4 N	Fuerza residual tangencial por chapa
σ_f	0		0	309	MPa	Tensión de flexión en el perno
τ_c	0		0	90	MPa	Tensión de corte en el perno
σ_t	469		325		MPa	Tensión tracción en el perno por apriete

TABLA VI. RESULTADOS. COMPARACIÓN

Resultados	Criterio 1 Vn	Criterio 1 Vneb	Criterio 2 Vn	Criterio 2 Vneb	Unidad	Descripción
Gd^2_t	314277		287786		Tm^2	Inercia total
Mxj	860079		754340		kg	Masa de la llanta
Cppn	15	6	15	6	[---]	Número total de pernos frente a cada polo
σ_{ch}	128	414	120	389	MPa	Tensión de tracción en chapa de llanta
σ_{VM}	469		325	653	MPa	Tensión combinada en el perno
σ_r	670		464		MPa	Tracción en rosca del perno de apriete

De acuerdo a los resultados en la Tabla VI se observa que la masa de la llanta es 14% mayor y el número de pernos de apriete es 250% mayor con el criterio de pernos que trabajan sólo a tracción para la fricción entre los segmentos. Ambos diseños cumplen con la exigencia mínima del Gd^2 de las especificaciones técnicas y resistencia mecánica tomando como referencia 70% y 75% de la fluencia del acero de la chapa y del perno respectivamente en la condición de embalamiento.

4.3 Alternativas de mejora

Se puede pueden intentar algunas mejoras en el diseño aumentado la resistencia de la llanta sin aumentar el ancho de la sección resistente (Xj), como las siguientes:

- Proponer un sector de corona circular que conforme la llanta con un Npps de 5 (se debe elegir un número mayor de Npps que sea un número entero divisor del número total de polos – Npol). De esta manera se logra incrementa su “Kchj” en casi un 7% respecto al correspondiente a un Npps de 4, a expensas de reducir el área de pasajes de ventilación, la cual debe ser evaluada convenientemente.

- Modificar la forma del chevrón en el apilado para incrementar el número (Ncc) de puntos de contacto en la misma altura. Con esto se la cantidad de pernos disminuirá para mantener la fricción teniendo la posibilidad de aumentar el factor de ancho útil (Fuxj).

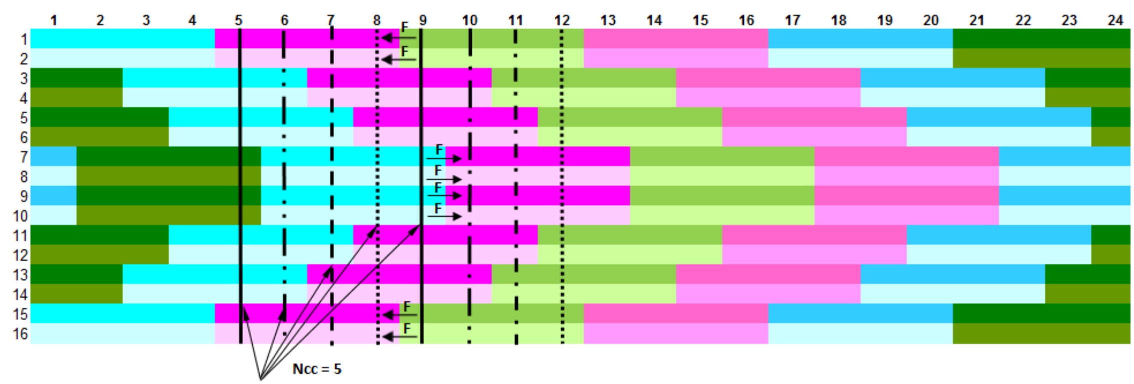


Fig. 5. Modificación de disposición chevrón para aumentar los puntos de contacto

4.4 Advertencia para diseño con segmentos a fricción, pernos al corte/flexión (Criterio 2)

En el caso de no realizarse el apilado de acuerdo a la disposición del chevrón, el momento flector máximo en los pernos se puede incrementar, potenciando la posibilidad de distorsión tangencial del apilado. En la Fig. 6 se muestra el diagrama de momentos flectores de grupos de pernos frente a un polo con disposición de chevrón en el apilado, y en la Fig. 7 se presenta el mismo grupo de pernos con un apilado escalonado sin chevrón [3]. En el apilado sin chevrón, un incremento de la altura de la llanta, produce un incremento en el momento flector, mientras que en el apilado con chevrón esto no ocurre. Los gráficos 6 y 7 tienen distinta escalas, el momento flector en la fig. 7 es 2 veces mayor que el de la Fig. 7.

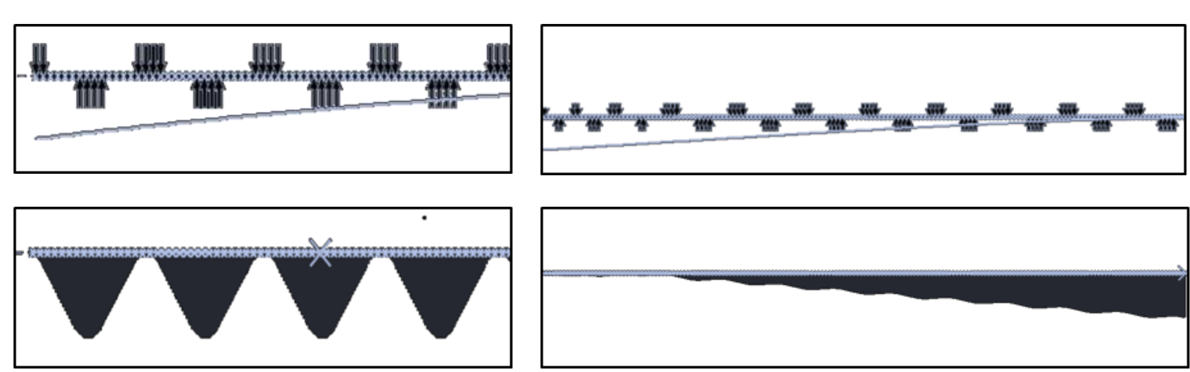


Fig. 6. Momento flector con chevrón

Fig. 7. Momento flector sin chevrón

5 CONCLUSIONES

El criterio de pernos de apriete permitiendo esfuerzos de flexión y corte, debidos al deslizamiento entre segmentos, conduce a diseños de llanta de menor costo al reducir la masa de los segmentos y el número de pernos. Para ello el apilado debe cumplir con la forma de chevrón garantizando que los deslizamientos entre los segmentos de llanta no produzcan un momento flector en los pernos tal que conduzca a la distorsión tangencial del apilado. Esta situación se debe evitar porque el rotor puede operar en todo el rango de velocidades de diseño y podría impedir el desmontaje y/o montaje de los polos en tareas de mantenimiento. La propuesta del punto 4 con los parámetros descriptos en la Tabla IV y V es aplicable a llantas cuyo número de polos sea divisible por 4.

Se han mostrado las ventajas que presenta el concepto de chevrón, cuya flexibilidad alienta a ampliar y continuar su estudio en futuras aplicaciones, entre las cuales se puede mencionar el caso de generadores con números de polos que no permiten un único tipo de segmento de llanta, siendo necesario al menos dos tipos con un número distinto de polos por segmento (distintos Npps).

6 REFERENCIAS

[1] W. Young, R. Budynas, Roark's Formulas for Stress and Strain. 7th Edition-McGraw-Hill, 2002.

[2] E. J. Guerra, A. O. García, F. M. Graffigna, C. A. Verdú, "Optimizing Generators", *International Water Power and Dam Construction*, November 1994.

[3] RDM-Calcul des Structures par la Méthode des Éléments FinisV6.17, 2011.

APÉNDICE 1

FÓRMULAS DE CÁLCULO

El presente Apéndice describe las fórmulas a aplicar para la obtención de resultados obtenidos en las Tablas V y VI a partir de los datos de las Tablas III y IV para los dos criterios planteados.

TABLA VII. FÓRMULAS DE CÁLCULO

Descripción	**Fórmula**	**Unidad**
Radio medio de la llanta	$R = Rext - \frac{Xj}{2}$	mm
Masa de la llanta (no se descuentan los canales de ventilación)	$Mx = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot Xj \cdot Lj \cdot 7.85 \cdot 10^{-6}$	kg
Inercia de la llanta y polos	$Gd^2{}_t = \frac{Mxj \cdot (2 \cdot R/1000)^2}{1000} + \frac{Mp \cdot Npol \cdot (2 \cdot Rp/1000)^2}{1000}$	Tm^2
Fuerza centrífuga de la llanta y los polos en condición nominal. (*)	$Fc = Mxj \cdot \left(\frac{\pi \cdot Vn}{30}\right)^2 \cdot \frac{R}{1000} + Mp \cdot Npol \cdot \left(\frac{\pi \cdot Vn}{30}\right)^2 \cdot \frac{Rp}{1000}$	N
Factor de ancho útil de la llanta	$Fuxj = \frac{(Xj - Nfp \cdot Dp - Hqam)}{Xj}$	[---]
Tensión de tracción en dirección tangencial de la llanta	$\sigma_{ch} = \frac{Fc}{2\pi} \cdot \frac{2}{Lj \cdot Kchj \cdot Xj \cdot Fuxj}$	MPa
Capacidad de fricción del apilado	$Froz = Fap \cdot Ncp \cdot Nfp \cdot Much \cdot \frac{Ncc}{Nae} \cdot \frac{Lj}{Npps \cdot Echap}$	N
Fuerza residual tangencial	$Dfza = \frac{Fc}{2\pi} - Froz$	N
Fuerza residual tangencial por chapa. (Fig. 3 sobre perno 8)	$F = Dfza \cdot \frac{Echap}{Lj \cdot Kchj}$	N
Tensión de flexión en el perno (**)	$\sigma_f = \frac{F \cdot Nae \cdot (Ndf \cdot Nae \cdot Echap)}{Ncp \cdot Nfp} \cdot \left(\frac{32}{\pi \cdot Dp^3}\right)$	MPa
Tensión de corte en el perno	$\tau_c = \frac{F \cdot Nae}{Ncp \cdot Nfp} \cdot \left(\frac{4}{\pi \cdot Dp^2}\right)$	MPa
Tensión de tracción en el perno por apriete	$\sigma_t = \frac{4 \cdot Fap}{\pi \cdot Dp^2}$	MPa
Tensión combinada en el perno	$\sigma_{VM} = \sqrt{(\sigma_t + \sigma_f)^2 + 3 \cdot \tau_c{}^2}$	MPa
Tensión de tracción en la rosca del perno de apriete (***)	$\sigma_r = \frac{\sigma_t}{0.7}$	MPa

(*) En embalamiento la velocidad es reemplazada por Vneb
(**) Los pernos se consideran alineados en dirección radial

(***) El factor 0.7 corresponde al cuadrado de la relación entre el diámetro mínimo de la rosca (Met) y el diámetro del perno (Dp)